

## Control belt or timing drive for IC engine

**Patent number:** DE19520508  
**Publication date:** 1996-12-05  
**Inventor:** HUBER KARL DR (DE); JUNG MICHAEL DIPLO ING (DE)  
**Applicant:** AUDI NSU AUTO UNION AG (DE)  
**Classification:**  
- international: *F16F15/26; F16H7/02; F16H57/00; F16F15/22; F16H7/02; F16H57/00;* (IPC1-7): F16H7/02; F16F15/10  
- european: F16F15/26R; F16H7/02B; F16H57/00B  
**Application number:** DE19951020508 19950603  
**Priority number(s):** DE19951020508 19950603

[Report a data error here](#)

### Abstract of DE19520508

The control belt or timing drive (10) comprises a drive wheel (20), at least one driven wheel (22), and a looped drive belt. There are elements capable of superimposing an extra unevenness to the drive. Pref. at least of the wheels is unround or eccentrically mounted. At least one wheel may have depressions distributed over its periphery, with the number of the depressions corresponding to the main order of the rotation. With a transmission ratio 2:1 the driven wheel may have four peripherally distributed depressions.

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

⑯ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift  
⑯ DE 195 20 508 A 1

⑮ Int. Cl. 6:  
**F 16 H 7/02**  
F 16 F 15/10

DE 195 20 508 A 1

⑯ Anmelder:  
Audi AG, 85057 Ingolstadt, DE

⑯ Erfinder:  
Huber, Karl, Dr., 85072 Eichstätt, DE; Jung, Michael,  
Dipl.-Ing., 85107 Baar-Ebenhausen, DE

⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 43 31 482 A1  
DE 43 16 877 A1  
DE-OS 23 38 865  
DE-OS 20 14 537  
GB 11 75 505  
US 29 41 413

JP 63-88368 A., In: Patents Abstracts of Japan, M-736,  
Aug. 31, 1988, Vol. 12, No. 321;

⑯ Umschlingungstrieb

⑯ Die Erfindung betrifft einen Umschlingungstrieb, insbe-  
sondere einen Steuerungsantrieb für eine Brennkraftmaschi-  
ne, mit einem antreibenden Rad, zumindest einem abtrei-  
benden Rad und einem Umschlingungsmittel, wobei zur  
Resonanzverschiebung von auftretenden Wechselschwin-  
gungen dem Trieb eine zusätzliche Ungleichförmigkeit auf-  
prägende Mittel vorgesehen sind.

DE 195 20 508 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Umschlingungstrieb, insbesondere einen Steuerungsantrieb für eine Brennkraftmaschine, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Insbesondere Steuerungsantriebe von Brennkraftmaschinen mit einem Kurbelwellen-Antriebsrad, zumindest einem Nockenwellen-Abtriebsrad und einer Kette oder Zahriemen, aber auch andere an Brennkraftmaschinen vorhandene Aggregateantriebe, sind aufgrund von Drehmomentschwankungen bzw. Winkelgeschwindigkeitsänderungen Schwingungsanregungen unterworfen, die in Resonanzbereichen zu hörbaren Geräuschen führen können. Damit verbunden sind erhöhte Reibungskräfte, die die Lebensdauer des Umschlingungstriebes sowie dessen Wirkungsgrad beeinträchtigen können.

Bekannt ist es, diesen Drehschwingungen durch den Einsatz eines Schwingungsdämpfers entgegenzuwirken (z. B. DE 37 39 336 C2), jedoch bedingt diese Maßnahme einen nicht unbeträchtlichen zusätzlichen Aufwand; ferner ist der erforderliche Bauraum dafür oft nicht vorhanden. Durch die DE 39 20 528 C1 wird vorgeschlagen, den von der Nockenwelle ausgehenden Wechselmomenten aufgrund der Ventilfederkräfte durch eine hydraulische Bremseinrichtung entgegenzuwirken.

Aufgabe der Erfindung ist es, den in gattungsgemäßen Umschlingungstrieben auftretenden Drehschwingungen mit einfachen Mitteln entgegenzuwirken, insbesondere hörbare Schwingungsgeräusche zu eliminieren.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst. Weitere wesentliche Merkmale der Erfindung sind den weiteren Patentansprüchen entnehmbar.

Entgegen den bekannten Maßnahmen, die auf eine Vernichtung der Schwingungsenergie abzielen, wird eine Verstimmung des Umschlingungstriebes mit einer zusätzlichen Umgleichförmigkeit vorgeschlagen, mittels der der kritische Resonanz- bzw. Drehzahlbereich in einen nicht störenden ggf. nicht auftretenden Bereich verschoben wird.

Die die Umgleichförmigkeit erzeugenden Mittel können bevorzugt ein "unrundes" An- oder Abtriebsrad, unterschiedliche Elastizitäten oder Dicken in Längsrichtung des Umschlingungsmittels oder ein oder mehrere federnd vorgespannte Reaktionselemente sein, die in einer definierten Frequenz und Phasenlage betrieben die gegebene Umgleichförmigkeit des Umschlingungstriebes überlagern und damit eine Resonanzverschiebung bewirken.

Mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung mit wesentlichen weiteren Merkmalen sind der nachfolgenden Beschreibung entnehmbar. Die schematische Zeichnung zeigt in

Fig. 1 einen Umschlingungstrieb als Steuerungsantrieb einer Hubkolben-Brennkraftmaschine;

Fig. 2 eine Grafik der Schwingungsamplituden in Grad Nockenwelle des Umschlingungstriebes über der Drehzahl der Kurbelwelle;

Fig. 3 ein mit Vertiefungen versehenes Nockenwellen-Abtriebsrad des Umschlingungstriebes nach Fig. 1;

Fig. 4 abschnittsweise einen in Umfangsrichtung unterschiedliche Elastizitäten aufweisenden Zahriemens eines Umschlingungstriebes; und

Fig. 5 einen teilweisen Querschnitt durch einen Zylinderkopf und eine Nockenwelle einer Brennkraftmaschine mit einem auf die Nockenwelle wirkenden Reak-

tionselement.

Die Fig. 1 zeigt schematisch einen Umschlingungstrieb bzw. Steuerungsantrieb 10 einer nicht dargestellten Vierzylinder-Reihen-Hubkolben-Brennkraftmaschine, mit einem endlosen Zahriemen 12, der über ein auf der Kurbelwelle 14 der Brennkraftmaschine angeordnetes Antriebsrad 16 das Abtriebsrad 18 einer Wasserpumpe und die Abtriebsräder 20, 22 zweier oben liegender Nockenwellen 24, 26 antriebt. Ein Riemenspanner 28 mit einem Spannrad 29 schließlich sorgt für die erforderliche Riemenvorspannung des im Uhrzeigersinn umlaufenden Umschlingungstriebes.

Die Fig. 2 zeigt grafisch die dynamische Umgleichförmigkeit bzw. die Wechselschwingungen des Steuerungsantriebes 10 in Grad Nockenwelle über der Drehzahl n der Kurbelwelle. Dabei gibt die ausgezogene Kurve die gemessene Gesamtamplitude, die gestrichelte Linie die dominierende Schwingung zweiter Ordnung und die gepunktete Linie die weniger relevante Schwingung vieter Ordnung wieder. Wie ersichtlich ist, ergibt sich bei der vorgenannten Vierzylinder-Brennkraftmaschine ein kritischer Resonanzbereich bei einer Drehzahl n von ca.  $2500 \text{ min}^{-1}$ , bei dem die Schwingungsamplitude ca.  $1^\circ$  erreicht. Die Schwingungsanregung ergibt sich dabei aus dem Gas- und Massenkräften des Kurbeltriebes über die Kurbelwelle 14 und aus dem Wechselmomenten der Nockenwellen 24, 26 aufgrund der Spannung und Entlastung der Ventilfedern der von den Nockenwellen angetriebenen Gaswechselventile.

Da der kritische Drehzahlbereich von ca.  $2500 \text{ min}^{-1}$  bei Brennkraftmaschinen in Kraftfahrzeugen, also im instationären Betrieb, häufig auftritt, können sowohl störende Geräusche auftreten als auch die Lebensdauer des Umschlingungstriebes und dessen Wirkungsgrad (erhöhte Reibungskräfte) beeinträchtigt werden.

Um diese erhöhte Umgleichförmigkeit bzw. den angesprochenen Resonanzbereich zu vermeiden, sind die Abtriebsräder 20, 22 auf den Nockenwellen 24, 26 "unrund" ausgeführt. Wie in der Fig. 3 anhand des Abtriebsrades 20 übertrieben dargestellt, sind die Abtriebsräder an vier gleichmäßig über deren Umfang verteilten Bereichen mit Vertiefungen (Einbauchungen) 30, 32, 34, 36 versehen, wobei diese Vertiefungen sich jeweils über einen Umfangsbereich  $\beta$  von  $60^\circ$  erstrecken, in der Winkelhalbierenden bei einem Durchmesser des Abtriebsrades von 100 mm 0,3% bzw. 0,3 mm vertieft sind und schließlich wieder in den Originaldurchmesser übergehen.

Diese Vertiefungen 30, 32, 34, 36 prägen dem Zahriemen 12 am Riemen-Einlauf bzw. Auslauf der Abtriebsräder eine Umgleichförmigkeit auf, die sich der durch die Bauart der Brennkraftmaschine gegebenen dynamischen Umgleichförmigkeit überlagert und dadurch den kritischen Resonanzbereich verschiebt bzw. eliminiert.

Alternativ oder zusätzlich ist das abtriebende Rad 18 im Zugtrum des Zahriemens 12 (vgl. Fig. 1) um ein Maß e exzentrisch gelagert, wodurch abhängig vom Durchmesser des Rades 18 dem Steuerungstrieb 10 Kraftänderungen bzw. Schwingungen höherer Ordnung (bevorzugt der zweiten Ordnung) überlagert werden, die eine Resonanzverschiebung bewirken. Ggf. könnte auch das Spannrad 29 im Lostrum des Zahriemens 12 unrund ausgeführt und/oder exzentrisch gelagert sein.

Alternativ oder zusätzlich kann ferner gemäß Fig. 4 der Zahriemen 12' in Umfangsrichtung mit Bereichen I größerer Dicke und verringrigerer bzw. unterschiedlicher Elastizität versehen sein, um ebenfalls eine "Verstimmung" der dynamischen Umgleichförmigkeit des Steue-

rungsantriebes 10 zu bewirken. Die Längselastizität des Zahniemens 12' kann z. B. durch die Geometrie oder Verlegung der die Zugkraft bestimmenden, in den Zahniemen eingebetteten Fasern 38 beeinflußt werden. Die Anzahl der Bereiche bestimmt wiederum die Ordnung der Störkräfte.

Die Fig. 5 zeigt schließlich ein Reaktionselement in Form eines Stößels 40, der in einer Bohrung 42 im Zylinderkopf 44 der Brennkraftmaschine verschiebbar gelagert ist und auf den eine Schraubendruckfeder 46 wirkt. Die Feder 46 spannt den Stößel 40 gegen einen Nocken 48, der jeweils auf den Nockenwellen 24, 26 (hier Nockenwelle 24) als zusätzlicher Nocken ausgebildet ist.

Durch eine geeignete Positionierung der Phasenlage und Abstimmung der ausgeübten Wechselmomente (Federkräfte, Hub, Masse, etc.) auf die Nockenwellen 24, 26 wird dem Umschlingungstrieb bzw. Steuerungstrieb 10 eine zusätzliche Ungleichförmigkeit aufgeprägt, die wie vorbeschrieben den kritischen Resonanzbereich vermeidet oder zumindest vermindert.

Die Erfindung ist nicht auf das beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt. Die Mittel gemäß den Fig. 1, 3–5 können einzeln oder kombiniert miteinander eingesetzt werden. Der Umschlingungstrieb kann auch ein Kettentrieb oder ein einfacher (nicht formschlüssiger) Riementrieb sein. Es können auch andere Aggregate, z. B. eine Einspritzpumpe, ein Kompressor, etc. angetrieben sein. Anstelle eines Reaktionselementes 40 können auch mehrere, und diese ggf. nicht als Stößel, sondern als federnd vorgespannte Schwung- oder Kipphebel ausgeführte Reaktionselemente verwendet sein, die ggf. sogar vorhandene Nocken an den Nockenwellen zusätzlich beaufschlagen. Die Reaktionselemente könnten aus baulichen Gründen über der Nockenwelle im Zylinderkopfdeckel gelagert sein.

5

35

und 2, dadurch gekennzeichnet, daß am Zug- oder Lostrum des Umschlingungsmittels (12) ein Rad (18') anläuft, daß dem Trieb (10) Kraftänderungen höherer Ordnung aufprägt.

8. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschlingungsmittel ein Riemen, insbesondere Zahniemen (12'), mit unterschiedlicher Längselastizität ist.

9. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschlingungsmittel (12') in seiner Längserstreckung periodisch eine unterschiedliche Dicke und/oder Zahnhöhe aufweist.

10. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine das Antriebsrad (20, 22) tragende Welle (24, 26) zumindest einen nicht rotationssymmetrischen Abschnitt (Nocken 48) aufweist, der mit zumindest einem federnd vorgespannten Reaktionselement (40) zusammenwirkt.

11. Umschlingungstrieb nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Welle (24, 26) zumindest ein Nocken (48) vorgesehen ist, der einen in einer Gehäusebohrung (42) geführten, federnd vorgespannten Stößel (40) betätigt.

12. Verwendung eines Umschlingungstriebes nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche an einer Brennkraftmaschine, insbesondere für Kraftfahrzeuge, zum Antrieb einer oder mehrerer Nockenwellen (24, 26).

---

#### Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

---

#### Patentansprüche

1. Umschlingungstrieb, insbesondere Steuerungsantrieb für eine Brennkraftmaschine, mit einem antriebenden Rad, zumindest einem getriebenen Rad und einem Umschlingungsmittel, gekennzeichnet durch dem Trieb (10) eine zusätzliche Ungleichförmigkeit aufprägende Mittel.

2. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein an- und/oder abtreibendes Rad (20, 22) unrund ausgebildet und/oder exzentrisch gelagert ist.

3. Umschlingungstrieb nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein an- oder abtreibendes Rad (20, 22) mit über den Umfang verteilten Vertiefungen (30, 32, 34, 36) versehen ist, wobei die Anzahl der Vertiefungen der dominanten Ordnung der Drehbewegung entspricht.

4. Umschlingungstrieb nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Übersetzungsverhältnis von 2 : 1 das Abtriebsrad (20, 22) mit vier über den Umfang verteilten Vertiefungen (30, 32, 34, 36) versehen ist.

5. Umschlingungstrieb nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Vertiefungen (30, 32, 34, 36) jeweils über einen Umfangsbereich  $\beta$  von ca.  $30^\circ$  –  $60^\circ$  erstrecken.

6. Umschlingungstrieb nach den Ansprüchen 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Vertiefungen (30, 32, 34, 36)  $< 1\%$  des Raddurchmessers, insbesondere zwischen 0,1% und 0,5% betragen.

7. Umschlingungsgetriebe nach den Ansprüchen 1

**- Leerseite -**

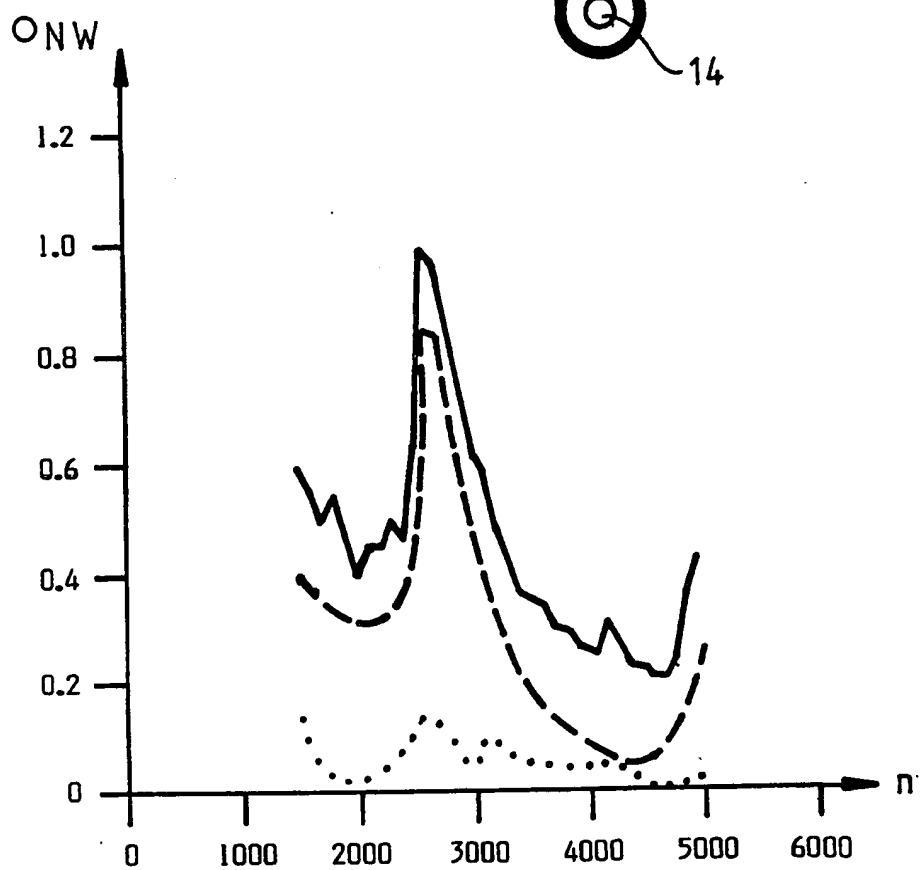
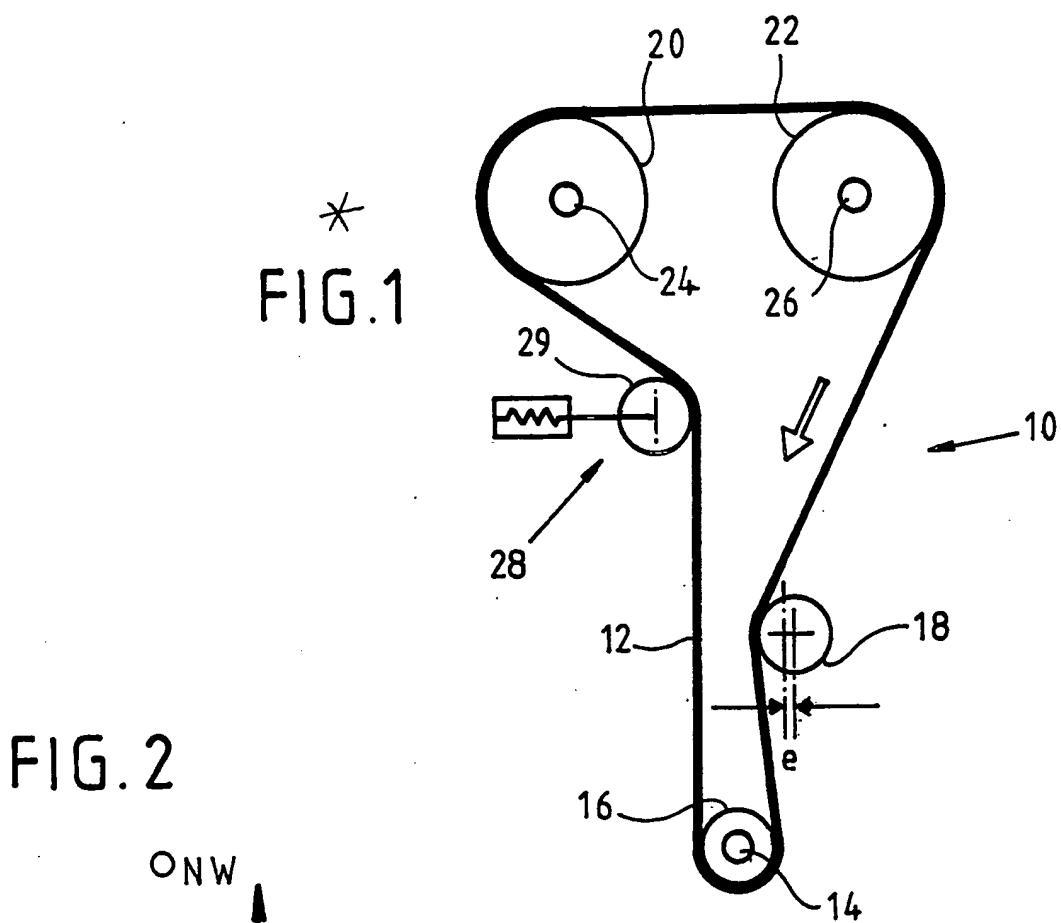


FIG. 3

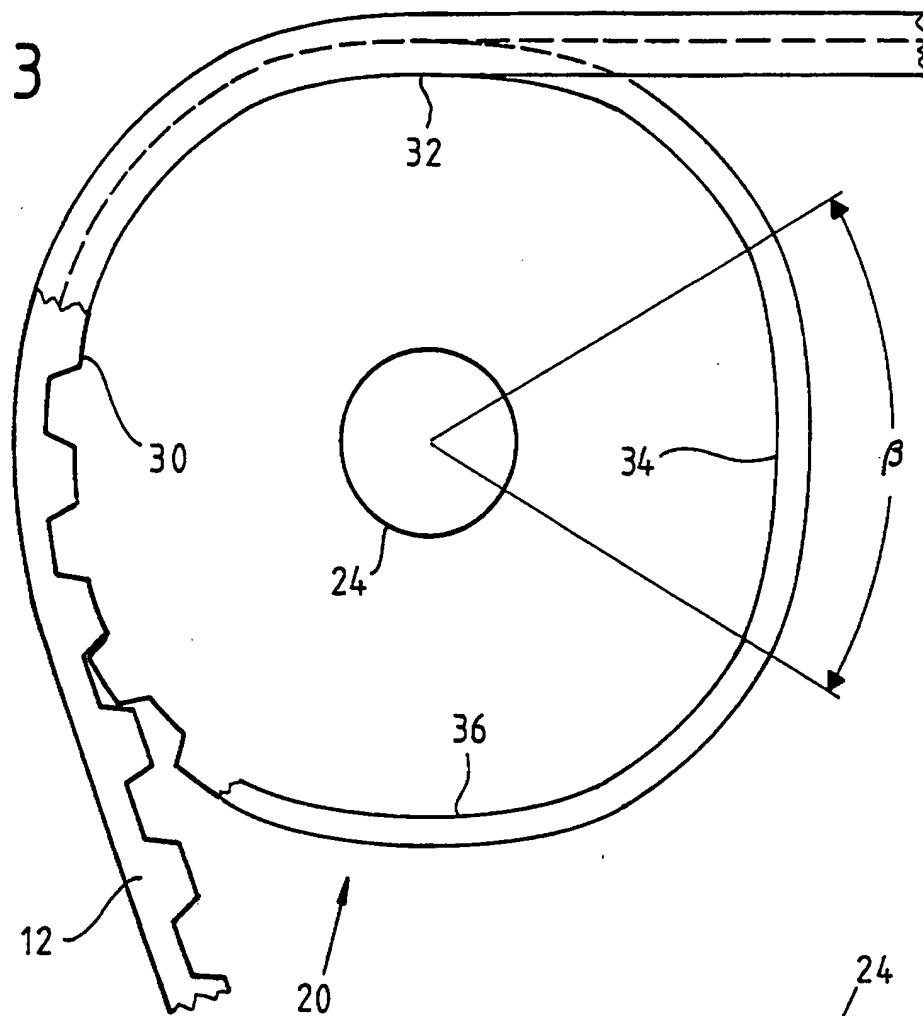


FIG. 4

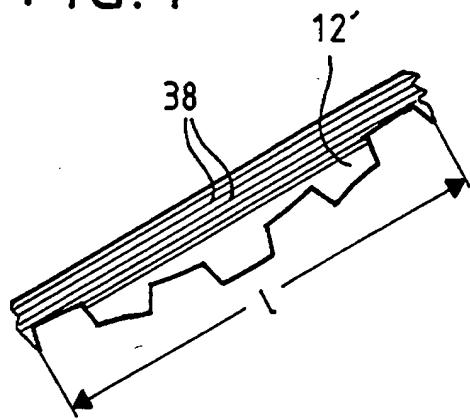


FIG. 5

